Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke

Hubert Grieb

Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke



Dr.-Ing. Hubert Grieb
Nimrodstrasse 44
82110 Germering

Dieses Buch entstand mit freundlicher Unterstützung der MTU München.



ISBN 978-3-540-34373-8 e-ISBN 978-3-540-34374-5

DOI 10.1007/978-3-540-34374-5

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über http://dnb.d-nb.de abrufbar.

Einbandgestaltung: WMXDesign GmbH, Heidelberg
Satz und Herstellung: le-tex publishing services oHG, Leipzig

Gedruckt auf säurefreiem Papier.

9 8 7 6 5 4 3 2 1

springer.de

Zum Geleit

Der schonende und wirtschaftliche Umgang mit unseren natürlichen Ressourcen und die Verringerung von Emissionen beschäftigt unsere Gesellschaft mehr als je zuvor. Gleichzeitig ist die heutige Welt ohne ein hohes Maß an Mobilität und somit auch den zivilen Luftverkehr nur noch schwer vorstellbar. Des Weiteren setzen Globalisierung und Öffnung der nationalen Luftfahrtmärkte die Fluggesellschaften einem stetig wachsenden Kostendruck aus, den sie an die Luftfahrtindustrie weitergeben.

Dies alles zwingt Triebwerkshersteller dazu, neue Konzepte zu entwickeln, die den bisherigen Standard bezüglich Umweltverträglichkeit, Leistung und Wirkungsgrad deutlich übertreffen und das bei geringeren Kosten.

Effektivere und effizientere Methoden zur Konzeption, Auslegung, Berechnung und Konstruktion sind unabdingbar, um diese anspruchsvollen Ziele zu erreichen.

Dabei möchte das vorliegende Buch Studenten und junge Ingenieure, aber auch wissenschaftliche Mitarbeiter an Universitäten und Fachhochschulen unterstützen. Es fokussiert auf den für Wirkungsgrad und Betriebsverhalten besonders kritischen Verdichter. Es ist durch seine Praxisnähe und Bebilderung auch als Nachschlagewerk geeignet.

Der Autor Dr.-Ing. Hubert Grieb war ab 1955 als Mitarbeiter von Dr. Bruno Eckert, dem Leiter der Abteilung Strömungsmaschinen bei Daimler-Benz in Stuttgart-Untertürkheim, und ab 1970 an führender Stelle im Entwicklungsbereich der damaligen MTU-München GmbH tätig.

Unser Unternehmen dankt Herrn Dr. Grieb für die Erstellung dieser Publikation.

Beim Zustandekommen dieses Buches haben dankenswerterweise viele ehemalige Kollegen und befreundete Fachleute aus Forschung, Lehre und Industrie mitgeholfen. Ihnen sei Dank für Ihre Ideen und Beiträge.

Dr. Rainer Martens

Vorstand Technik der MTU Aero Engines AG

Vorwort

Entsprechend der Zielsetzung wendet sich dieses Buch an Studierende von Fachhochschulen und Technischen Universitäten mit Vorkenntnissen in Luftfahrtantrieben und Gasturbinen. Ebenso werden Ingenieure in der Luftfahrtindustrie angesprochen, die über ihre spezielle Tätigkeit hinaus wenig Gelegenheit haben, sich einen breiteren Überblick über das gesamte Gebiet der Verdichter für Turbo-Flugtriebwerke mit den dabei wichtigen aero-/thermodynamischen und mechanisch/konstruktiven Zusammenhängen und der dabei vor sich gehenden vielseitigen Entwicklung zu verschaffen. Dieses Buch mag aber auch Hinweise und Anregungen für Ingenieure bieten, die im Bereich von Verdichtern für stationäre Gasturbinen oder der Verfahrensindustrie tätig sind.

Ich danke der Geschäftsführung der MTU Aero Engines, auf deren Anregung hin das Buch im Jahre 2000 in Angriff genommen wurde, für die großzügige, aktive Unterstützung, zumal die Logistik und Datenbasis der MTU in Anspruch genommen werden konnte und damit die Ausarbeitung des Buches im vorliegenden Umfang überhaupt möglich war.

Besonderen Dank schulde ich M. Dupslaff für die Aktualisierung und Erweiterung des EDV-Programms zur Berechnung und Bewertung von Wirkungsgraden mehrstufiger Axialverdichter mit Unterstützung durch Dr. K.-P. Rüd und K. Spieker, wobei die weitere Anwendung bei der MTU vorgesehen ist. Mein Dank gebührt aber auch H.-P. Borufka für die Beratung und Beschaffung von Unterlagen zu Schaufel-/Rotor-Schwingungen, D. Schütte für die Beschaffung von Unterlagen zu aero-elastischen Problemen und zum Vogelschlag, Dr. G. Kahl für die Beschaffung von Unterlagen zu Flatter-Schwingungen, H. Kirsten für die Beschaffung von Unterlagen zur Rotordynamik, Dr. K. Heinig für die Beratung und die Beschaffung von Unterlagen zur Aero-Akustik und A. Halcoussis, W. Klußmann, M. Lahmer, U. Schmidt-Eisenlohr, D. Schmücker und R. Selmeier für die Beschaffung von Unterlagen für die statistische Auswertung von Axial- und Radialverdichtern.

Schließlich danke ich aber auch Dr. K.-P. Rüd für die Beschaffung von Triebwerksdaten und für mancherlei Hinweise zu aktuellen Verdichter- und Triebwerksentwicklungen.

Darüber hinaus möchte ich mich für die vielen Hinweise, Anregungen und Informationen bedanken, die ich von Kollegen der MTU erhielt. Genannt seien dabei in alphabetischer Reihenfolge

Th. Breuer
M.A. Deubler
Dr. J. Esslinger
J. Frischbier
Dr. W. Gaertner
D. Helm
Dr. M. Hoeger
F. Kennepohl
H. Klingels
H. Krause
M. Kroboth
A. Schäffler
St. Servaty
S. Sikorsky
Dr. E. Steinhardt
A. Utler
Dr. St. Weber
Dr. G. Wilfert

Ferner gilt mein herzlicher Dank in besonderer Weise P. Augustin für die exzellente Bearbeitung des Manuskripts und ebenso H.-M. Hechtl für die Herstellung der Diagramme und Schemata in ausgezeichneter Qualität.

Mein Dank gebührt ferner H.-P. Borufka, Dr. K. Heinig, Dr. G. Kahl und G. Schütte für die fachkritische Durchsicht des Manuskripts im Bereich der Kapitel Aero-Akustik, Aero-Elastik und Mechanik, aber auch H. Schubert für die redaktionelle Betreuung des Buches und stilkritische Durchsicht des Manuskripts. Ferner danke ich K. Weiss, S. Hechtl, R. Lauber, K. Lechner, R. Glander und R. Krawutschke für ihre unentbehrliche Hilfe bei der Inanspruchnahme der Fachbücherei und bei Literaturrecherchen.

Ich danke aber auch B. Wohlfart für die verlässliche Präsenz und Unterstützung bei den verschiedensten Anlässen.

Zu guter letzt aber gebührt mein besonderer Dank meiner Frau für ihre Mitarbeit, ebenso wie für ihre große Geduld und Rücksichtnahme während der Vorbereitung dieses Buches.

München, März 2007 *Dr.-Ing. Hubert Grieb*

Inhaltsverzeichnis

Kapitel 1
Zielsetzung

Mit diesem Buch soll aus der Sicht der Industrie bzw. der praktischen Entwicklung von Verdichtern für Turbo-Flugtriebwerke ein Überblick der bisherigen technischen Entwicklung und des heutigen Standes der Auslegung und Konstruktion vermittelt werden. Großer Wert wird dabei darauf gelegt, zum Verständnis der vom Gesamttriebwerk ausgehenden Beschränkungen der Verdichter-Auslegungsparameter und der vom Triebwerk aufgeprägten Arbeitsbedingungen der Verdichter unter verschiedenen Flug- bzw. Betriebsbedingungen beizutragen.

Dazu werden auf der Grundlage einer breiten, industriell verfügbaren Datenbasis die bisherige zeitliche Entwicklung der wichtigen Auslegungs- und Betriebsparameter, die dabei zu beachtenden gegenseitigen Abhängigkeiten und die zu empfehlenden Kombinationen der Auslegungsparameter angesprochen. Die für diese Fortschritte mit maßgebenden Voraussetzungen, d. h. die Forschungsergebnisse im Bereich der theoretischen und experimentellen Aerodynamik – z. B. der Gitterdurchströmung – und die Entwicklung der analytischen Methodik werden angesprochen. Der entscheidende Beitrag des inzwischen erreichten Standards der rationellen und differenzierten Beherrschung der 3-dimensionalen, kompressiblen, reibungs- bzw. verlustbehafteten Durchströmung einer Folge von Gittern, die zugleich zur Erhöhung der Auslegungs-Treffsicherheit im Vergleich zur früheren Situation führt, wird erläutert. Hierzu werden u. a. die verfügbaren Methoden zur Gestaltung der Schaufelprofile, zur Vorausberechnung des Wirkungsgrades und der Lage der Pumpgrenze dargelegt. In diesem Zusammenhang wird auch die Problematik der analytischen Kombination des Betriebsverhaltens von Einzelstufen zum Kennfeld mehrstufiger Verdichter beschrieben.

Behandelt werden alle in Flugtriebwerken vorkommenden Verdichterkomponenten bzw. -bauweisen wie 1-stufige Fans ziviler Nebenstromtriebwerke, mehrstufige sog. „Booster“ sowie Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruckverdichter von Zweikreis-/Mehrwellentriebwerken bis hin zu Axial-/Radialverdichtern und 2-stufigen Radialverdichtern von Gasgeneratoren kleiner Wellenleistungstriebwerke. Dabei wird auf die unterschiedlichen Anforderungen an Verdichter ziviler und militärischer Triebwerke und ihre Konsequenzen für Auslegung und Konstruktion eingegangen.

Nachdem die in [10] enthaltene, der Projektierung von Turbo-Flugtriebwerken zugewandte, Beschreibung des in den 1980/1990-er Jahren bei der MTU Aero Engi-

nes mit Partnern durchgeführten Technologieprogramms zu Mantelpropfans seither nicht zur Entwicklung eines einsatzreifen Triebwerks geführt hat und eine solche in absehbarer Zeit wohl auch nicht zu erwarten ist, werden die Ergebnisse des o. a. Programms zu experimentellen SR- und CR-Propfans den dargelegten statistischen Daten konventioneller Fans zur Seite gestellt. Immerhin lässt der bei zivilen Turbofans anhaltende Trend zu niedrigeren spezifischen Schüben und der zunehmende Druck auf günstigere SBVs bei reduzierter Schadstoffemission und herabgesetztem Lärmpegel den Schluss zu, dass die Einführung des Mantelpropfans nach diesem oder jenem Konzept in der weiteren Zukunft eine realistische Option darstellt.

Besondere Aufmerksamkeit wird der analytischen Beherrschung der als Folge der Entwicklungstendenzen bei Axialverdichtern zunehmend komplexer werdenden Situation bei aerodynamisch und mechanisch erregten Schaufelschwingungen und der dabei verfügbaren analytischen Methodik gewidmet. Soweit im Einzelfall gefordert – wie z. B. bei Fan-Stufen ziviler Nebenstromtriebwerke – werden die bei der Festlegung der Auslegungsparameter zu beachtenden Rückwirkungen auf die akustischen Eigenschaften der Komponente im Sinne der Lärmemission beschrieben.

Den bei Axialverdichtern eingesetzten Elementen variabler Geometrie zur Beinflussung bzw. Verbesserung des Betriebsverhaltens wird die ihnen zukommende Beachtung geschenkt.

Angemessene Würdigung finden auch die bei der praktischen Entwicklung von Verdichtern zu lösenden Probleme wie z. B. die Begrenzung der Auswirkung der Radialspalte auf Wirkungsgrad und Pumpgrenze unter allen Betriebsbedingungen durch spezielle Rotor- und/oder Gehäusekonstruktion, die Bauweise der Leitgitter ohne oder mit Innenringen und ihre Auswirkung auf das Betriebsverhalten, die Konstruktion der Rotoren mit eingesetzten Schaufeln oder in integraler Bauweise, die Entnahme von Druckluft nach innen oder außen, die Vorsorge gegenüber Anstreifen der Laufschaufeln im Betrieb und anderes mehr.

Die Wirkung von Einlaufstörungen auf das Verdichter-Betriebsverhalten und auf das Zusammenwirken aufeinanderfolgender Verdichter und die für die Vorausberechnung verfügbaren Ansätze werden beschrieben.

Schließlich soll mit diesem Buch Studierenden und jungen Ingenieuren über im allgemeinen verfügbare Rechenprogramme hinaus das Verständnis der physikalisch/technischen Zusammenhänge bei der Gestaltung und Entwicklung von Verdichtern für Turbo-Flugtriebwerke vermittelt und damit zugleich der Blick für zukünftige Entwicklungen und die dabei zu lösende Problematik geschärft werden.

Die langjährige Tätigkeit des Verfassers bei der MTU in der Verdichterentwicklung und Projektierung von Turbo-Flugtriebwerken hat zusammen mit gelegentlichem Rückgriff auf die MTU-Datenbasis wesentlich zum Gehalt des Buches an technischer Information beigetragen. Die beschriebenen Gestaltungsprinzipien und Entwicklungstendenzen bei Verdichtern reflektieren jedoch weitestgehend die persönliche Meinung des Verfassers und nicht die bei der MTU verfolgten technischen Entwicklungen und Projekte. Etwaige Ähnlichkeiten der beschriebenen Verdichterkonzepte mit Projekten der MTU sind daher zufällig.

Kapitel 2
Einleitung

2.1 Maßgebende Randbedingungen und technologische Beschränkungen bei Verdichtern

Die Berechnung der Leistungsdaten und des thermodynamischen Kreisprozesses eines Flugtriebwerks liefert – grob gesprochen – Luftdurchsatz und Druckverhältnis des Verdichters bzw. dessen Komponenten.

Die Bauweise und das Betriebsverhalten des Verdichters haben einen starken Einfluss auf die Leistungswerte des ganzen Triebwerks. Seine Stirnfläche ist mitbestimmend für die Triebwerksstirnfläche. Seine Länge ist ein wesentlicher Teil der Länge des ganzen Triebwerks. Ähnliches gilt für sein Gewicht. Ferner ist das einwandfreie – vor allem stabile – Betriebsverhalten des Verdichters sehr wesentlich für den sicheren Betrieb und die gute Manövrierfähigkeit des Triebwerks. Und schließlich hat der Verdichterwirkungsgrad erheblichen Einfluss auf den spezifischen Brennstoffverbrauch des Triebwerks.

Allerdings hat bei der aktuellen Gestaltung von Triebwerksverdichtern der jeweilige Stand der Technik einen bedeutenden Einfluss auf die maßgebenden Parameter und die Effektivität des thermodynamischen Kreisprozesses und damit auf die Konzeption des gesamten Triebwerks.

Die zeitliche Entwicklung der Druckverhältnisse im heißen Kreis nach Bild 2.1.1 richtet sich einerseits aus thermodynamischen Gründen nach der Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur $T_{4,1}$ nach Bild 2.1.2 Dabei ist der Zusammenhang $\Pi_V = f(T_{4,1})$ bei zivilen und militärischen Turbofans, die beide als technologische Schrittmacher gelten, durchaus verschieden. Zwar orientieren sich bei zivilen Turbofans (CTFs) die Druckverhältnisse Π_V mit Rücksicht auf den spezifischen Brennstoffverbrauch (SBV) an der Turbineneintrittstemperatur $T_{4,1}$, wobei hohe Werte Π_V gefordert sind. Mit Rücksicht auf die technologisch bedingte Begrenzung der Verdichteraustrittstemperatur T_3, vgl. Bild 2.1.3, sind die Druckverhältnisse jedoch beschränkt. Die Relation der Parameter Π_V, $T_{4,1}$ und T_3 geht am Beispiel typischer Missionsdaten eines CTF aus den im Anschluss an Bild 2.1.3 tabellarisch gegebenen Daten hervor.

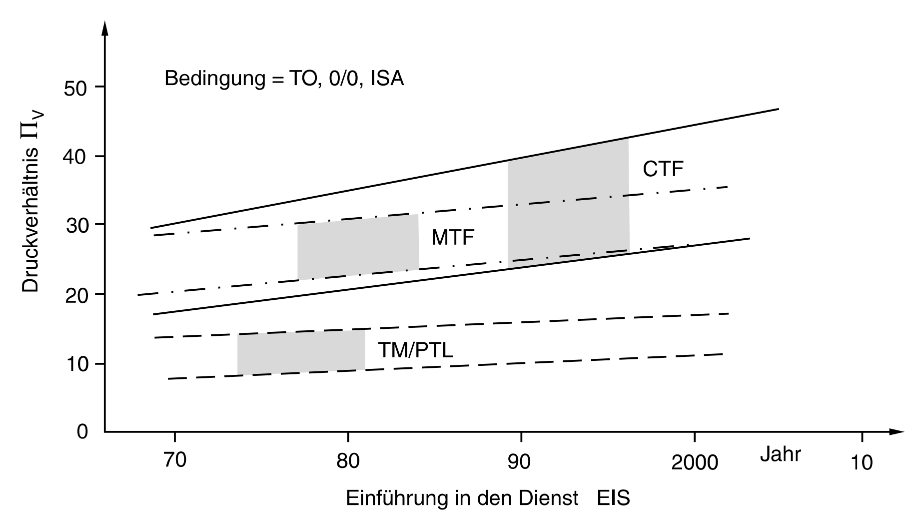


Bild 2.1.1 Zeitliche Entwicklung der Druckverhältnisse bei Take Off bei zivilen und militärischen Turbofans und bei Wellenleistungstriebwerken

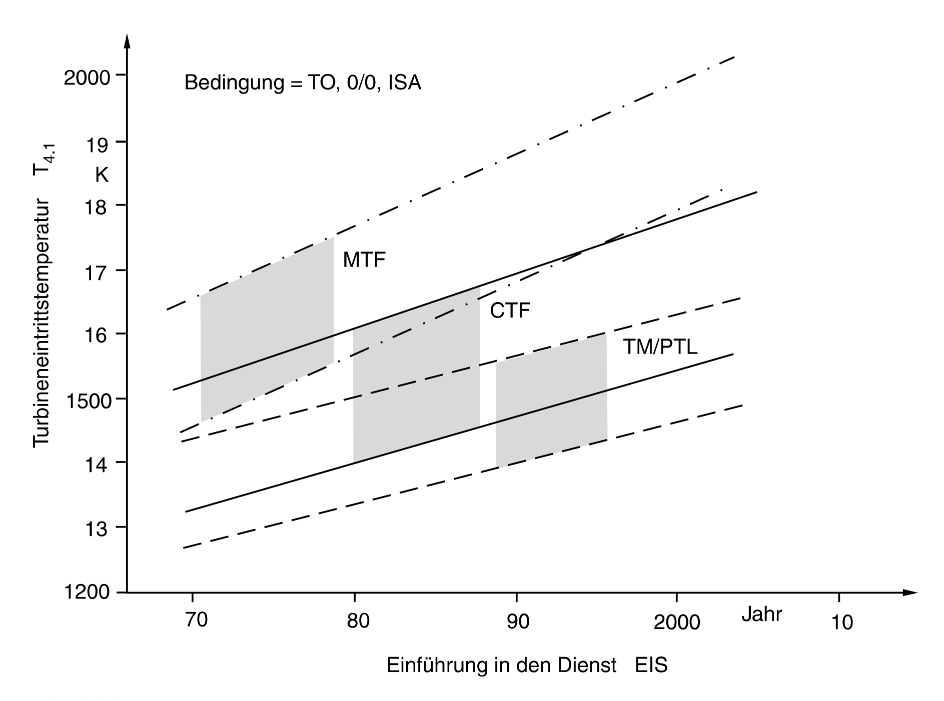


Bild 2.1.2 Zeitliche Entwicklung der Turbineneintrittstemperatur bei Take Off bei zivilen und militärischen Turbofans und bei Wellenleistungstriebwerken

Dabei sind die technologisch relevanten, aber nicht gleichzeitig auftretenden, „Eckdaten“ gekennzeichnet.

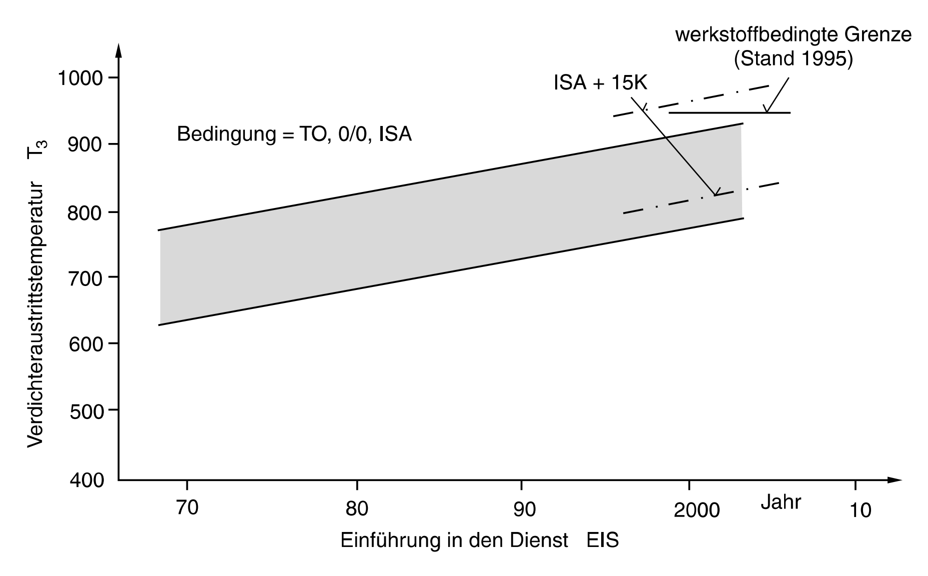


Bild 2.1.3 Zeitliche Entwicklung der Verdichteraustrittstemperatur bei zivilen Turbofans

Flugbedingung		TO 0/0 ISA	TO 0/0 ISA + 1,5 K	MCR 0,8/10,7 km ISA	MCL 0,8/10,7 km ISA
$T_{4,1}$	K	1700	1790	1500	1545
T_2	K	288	303	247	247
$T_{4.1}/T_2$		5,90		6,08	6,26
$\Pi_V = f\,(T_{4.1}/T_2)$		34		36	38,5
T_3	K	850	895	740	756

Bei militärischen Turbofans (MTF) für Überschallflug ist die Zuordnung der bereits genannten Parameter Π_V, $T_{4,1}$ und T_3 etwas komplizierter, wobei die o. a. „Eckdaten" sich teilweise aus den Forderungen im Überschallflug ergeben:

Flugbedingung		TO 0/0, ISA	max TR/NV 0,8/11 km	max NV 1,8/11 km
$T_{4,1}$	K	1900	1770	1930
T_2	K	288	245	358
$T_{4,1}/T_2$		6,6	7,2	5,4
Π_V		32	36,5	19,5
T_3	K	835	735	900

Bei Wellenleistungstriebwerken treten entsprechend den Bildern 2.1.1/2.1.2 bescheidenere „Eckdaten" Π_V und T_3 auf.

Eine Übersicht der bei den angesprochenen Triebwerksklassen vorliegenden Einsatzbedingungen für maximale thermisch/mechanische und/oder aerodynamische Belastung ist durch Bild 2.1.4 gegeben. Dabei ist nach [10] die aerodynamische Belastung durch die Parameter

$$X = \frac{T_{4,1}/T_2}{(T_{4,1}/T_2)_{AP}} \tag{2.1.1}$$

$$Y = \frac{\Pi_V - 1}{\Pi_{V,AP} - 1} \quad \text{und} \tag{2.1.2}$$

$$Z = \frac{T_3/T_2}{(T_3/T_2)_{AP}} \tag{2.1.3}$$

mit $X_{AP} = 1$, $Y_{AP} = 1$ und $Z_{AP} = 1$ im aerodynamischen Auslegungspunkt gekennzeichnet. Dabei bestehen für alle in die Analyse einbezogenen Triebwerke die einfachen Beziehungen

$$\frac{1-Y}{1-X} = 1{,}70\ldots2{,}20 \tag{2.1.4}$$

$$\frac{1-Z}{1-X} = 0{,}65\ldots0{,}85 \tag{2.1.5}$$

Triebwerk-klassen	Typische Flugbedingung			Triebwerk-Lastzustand und Auslegungs-punkt (AP)	Beispiel für $T_{4.1}$ und T_2			Typische Relation	Kritische Belastung	
	H km	Ma_0	Atm.		$T_{4.1}$ K	T_2 K	$T_{4.1}/T_2$	$X = \frac{T_{4.1}/T_2}{(T_{4.1}/T_2)_{AP}}$	thermisch / mecha-nisch	aero-dynamisch
Turbofan/ Mantelpropfan für Unterschall-Verkehrsflugzeuge	11	0,8	ISA	MCR (AP)	1500	244	6,15	1,0		X
	0	0	ISA+15K	HDTO*	1650	303	5,45	0,888	X	
Turbofan für Überschall-Verkehrsflugzeuge	17	2,0	ISA	Supers. MCR	1600	390	4,10	0,666	X	
	11	0,9	ISA	Subs. MCR (AP)	1600	260	6,15	1,0		X
	0	0	ISA+15K	HDTO*	1500	303	4,95	0,805		
Nachbrenner-Turbofan für Kampfflugzeuge	>11	2,2	ISA	Überschall-Luftkampf	1700	400	4,25	0,61	X	
	11	1,8	ISA		1800	357	5,05	0,725	X	
	11	0,8	ISA	MCR (AP)	1700	244	6,95	1,0		X
	0	0	ISA	TO	1700	288	5,90	0,85	X	
Wellenleistungs-triebwerk für propellergetr. Transportflugzeuge	7	0,5	ISA	MCR (AP)	1450	250	5,80	1,0		X
	0	0	ISA+15K	HDTO*	1600	303	5,28	0,91	X	
Wellenleistungs-triebwerk für Hubschrauber	5	0,2	ISA	MCR	1450	258	5,62	1,08		X
	0	0	ISA	TO (AP)	1500	288	5,20	1,0	X	

* (Heißer Tag, Hot Day Take Off) ☐ AP

Bild 2.1.4 Typische Flug-/Betriebsbedingungen und gewählte thermodynamische Auslegungspunkte ($X = 1$)

Vor diesem einsatzbedingten Hintergrund haben sich, ausgehend von den ersten, einwelligen Einkreis-Strahltriebwerken der Nachkriegszeit, seither eine Reihe mehrwelliger Triebwerks- bzw. Verdichterkonzepte fürzivile und militärische 2-Kreis-Triebwerke herausgebildet, deren Anordnung im Gesamttriebwerk bzw. deren Antrieb durch die Turbinen zusammen mit den Konzepten bei Gasgeneratoren von Wellenleistungstriebwerken auf Bild 2.1.5 zusammengestellt sind. Aus Gründen, die noch erläutert werden, verdienen dabei besondere Erwähnung die bei zivilen Turbofans wichtige Variante mit langsam laufenden, an den 1-stufigen Fan angehängten „Booster"-Stufen nach Konzept V und die bei zivilen Turbofans mit Getriebe auf der ND-Turbinenwelle sitzenden, schnellaufenden ND-Verdichter nach Konzept VII.

Die geforderte Leistungskonzentration hat zusammen mit den weitgespannten Betriebsbedingungen in der Luftfahrt zu speziellen Bauformen geführt, die sich

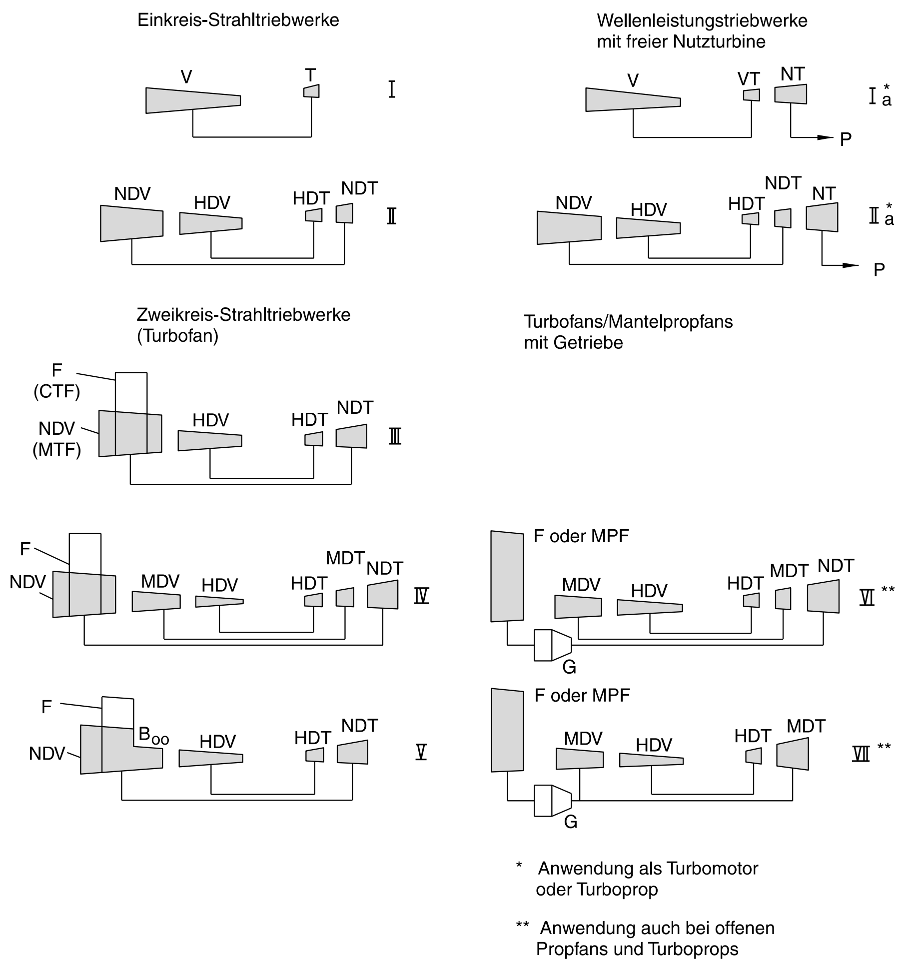


Bild 2.1.5 Grundsätzliche mechanische Anordnungen der Turbokomponenten von Strahl- und Wellenleistungstriebwerken

beträchtlich von den bei stationären Turboverdichtern üblichen Auslegungen/Konstruktionen unterscheiden. Dies gilt sowohl für den im allgemeinen vorherrschenden Axialverdichter als auch für den besonders bei kleinen Einheiten vorzufindenden Radialverdichter. Diese mehr ins Detail gehenden Fragen werden in den Abschnitten 10.2/10.3 behandelt.

Dabei hat die mittlere spezifische Arbeit pro Verdichterstufe, die bei vorgegebenem Druckverhältnis des Triebwerks entsprechend dem vorliegenden mittleren Temperaturniveau maßgebend für die gesamte Stufenzahl ist, ebenfalls eine bemerkenswerte Entwicklung durchlaufen, die trotz der gleichzeitig zurückgelegten Erhöhung der aerodynamischen Belastung $\bar{\psi}_{\mathrm{eff}} = 2H_{\mathrm{eff}}/\Sigma U^2$ zugleich eine bedeutende Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeiten und damit der thermisch/mechanischen Belastung reflektiert. Diese Entwicklung wird für die verschiedenen Komponenten in Abschnitt 3.2 dargelegt.

Diese Entwicklung ist nach [10] besonders ausgeprägt bei HD-Verdichtern, zumal hier die thermisch/mechanische Begrenzung der spezifischen Arbeit pro Stufe gegenüber anderen Kriterien bzw. Einschränkungen, wie sie z. B. bei Fan- und „Booster"-Stufen 2-welliger ziviler Turbofans vorliegen, absolut dominiert. Ferner ist bei HD-Verdichtern auch die spezifische Arbeit pro Welle zusammen mit dem mittleren Temperaturniveau in diesem Bereich als Ausgangspunkt für das HDV-Druckverhältnis ziviler Turbofans bemerkenswert, während bei militärischen Turbofans sich die spezifische Arbeit des HD-Verdichters in Relation zu jener des ND-Verdichters als Konsequenz aus dem thermodynamischen Kreisprozess ergibt.

Bei zivilen Turbofans mit 1-stufiger HD-Turbine richtet sich, wie in [10] dargelegt, die spezifische Arbeit des HD-Verdichters nach der in der HD-Turbine realisierbaren spezifischen Arbeit und dem durch das Kühlkonzept festgelegten Durchsatzverhältnis $M_{4,1}/M_{\mathrm{HDV}}$. Dagegen ist bei dieser Triebwerksklasse mit 2-stufiger HD-Turbine das Druckverhältnis des HD-Verdichters unter Beachtung seiner Technologie im Sinne der Abstimmung bzw. Kompatibilität der aerodynamischen und geometrischen Bedingungen am Eintritt und Austritt, der Zahl der Stufen und der Wellendynamik, seines Betriebsverhaltens und seiner Einordnung in die Gesamtverdichtung maßgebend. Auf diese Problematik wird in Abschnitt 4 eingegangen.

Bei Verdichtern ziviler Turbofans/Mantelpropfans sind die Bedingungen bei TO am heißen Tag für die thermisch/mechanische Belastung maßgebend, während die Bedingungen bei MCL/MCR für die geforderte aerodynamische Funktion und Effektivität entscheidend sind. Bei militärischen Turbofans sind dagegen die Bedingungen bei TO und MDR im Unterschall-Steig- und Reiseflug für die aerodynamische Funktion maßgebend, während die maximale thermisch/mechanische Belastung im Überschallflug bzw. unter Überschall-Kampfbedingungen auftritt.

Bei Verdichtern von Turboprops gilt grundsätzlich Ähnliches wie bei zivilen Turbofans, während bei Verdichtern von Wellenleistungstriebwerken für Hubschrauber die Bedingungen bei TO aerodynamisch und thermisch/mechanisch maßgebend sind.

2.2 Rolle und Relation der Gestaltungsgrundsätze

Die auf der Basis der vorgegebenen aero-/thermodynamischen Auslegungsdaten Durchsatz und Druckverhältnis, aber auch mit Rücksicht auf die Integration des Verdichters im Triebwerk, d. h. vor allem die im Hinblick auf den Antrieb und die Einordnung in die unmittelbar angrenzenden Komponenten vorzunehmende Festlegung der Hauptabmessungen und der Drehzahl, hat einen entscheidenden Einfluss auf

- die Fortschrittlichkeit des Verdichters im Sinne höchster aerodynamischer Effektivität bei angemessenem Bauaufwand im Vergleich mit dem Stand der Technik und ggf. mit dem technischen Stand bei konkurrierenden Triebwerken,
- die Frage der Abdeckung aller aerodynamischen und thermisch/mechanischen Betriebsbedingungen mit akzeptablem Ausfallrisiko unter dem Vorbehalt der Verfügbarkeit bzw. Akzeptanz der vorgesehenen Werkstoffe und Fertigungsverfahren und schließlich
- die Sicherstellung eines wünschenswerten bzw. geforderten Entwicklungspotentials.

Dennoch besteht unter diesen mit der Dimensionierung gestellten Vorbedingungen noch ein weites Feld wahrzunehmender Chancen, aber auch zu lösender Probleme in den Bereichen

- Berechnung der Durchströmung des Verdichters bzw. der Lauf- und Leitgitter,
- aerodynamisch und mechanisch optimale Gestaltung der Beschaufelung und
- Konstruktion des Rotors und Stators unter anderem so, dass die aerodynamische Funktion des Ringraums bzw. der Beschaufelung nicht beeinträchtigt wird (z. B. Spalthaltung, Kammern zwischen Leitgittern und Rotor etc.) und zugleich die mechanische Integrität gesichert ist.

Sicher ist, dass ein im obigen Sinne ungünstig dimensionierter Verdichter auch unter nachfolgendem erfolgreichen Einsatz moderner Berechnungsverfahren nicht korrigiert werden kann, und ferner ist auch bei optimaler, zutreffender, realistischer Berechnung der Durchströmung bei mangelhafter Gestaltung der Beschaufelung mit Einbrüchen in den Leistungsdaten und/oder mechanischen Eigenschaften (z. B. mechanisch oder aerodynamisch erregte Schwingungen) zu rechnen.

In früheren Jahrzehnten waren die Defizite in der analytischen Beherrschung der einzelnen Disziplinen mitunter erheblich und konnten erst mit der experimentellen Erprobung schrittweise eliminiert werden. Die moderne Verdichterentwicklung beruht jedoch unter anderem auch darauf, nach erfolgter Dimensionierung die Durchströmung 3-dimensional unter Berücksichtigung aller aerodynamischen Phänomene wie Kompressibilität, Sekundärströmungen, Nachlaufdellen, Verdichtungsstöße, Turbulenz, Strömungen in Naben- und Gehäusenähe, Spalteinflüsse bis hin zur radialen Durchmischung bzw. Dissipation zu beherrschen. Auf dieser Basis können schließlich die Schaufeln unter Beachtung der ihre Umströmung betreffenden Phänomene so festgelegt werden, dass einerseits Abweichungen von der geforderten Durchströmung und Energieumsetzung minimal bleiben und andererseits die mechanischen und schwingungstechnischen Eigenschaften der Beschaufelung den gestellten Forderungen entsprechen, so dass Korrekturen der

Beschaufelung bei Wahrung der Hauptabmessungen in engen Grenzen gehalten werden.

Was die Beherrschung der akustischen Eigenschaften betrifft, die in erster Linie bei Fan-Stufen von zivilen Turbofans relevant sind, so wird der Trend der Umfangsgeschwindigkeiten bzw. Anström-Mach-Zahlen zu niedrigeren Werten, der sich ohnehin aufgrund der Tendenz zu kleineren spezifischen Schüben ergibt, zusammen mit der Gestaltung der Beschaufelung zugleich zur Senkung der Lärmemission genützt. Festlegungen zur Lärmreduktion auf Kosten der aerodynamischen Effektivität werden jedoch nicht toleriert. Diese besonders bei zivilen Turbofans relevante Problematik wird in Abschnitt 8 behandelt.

Während bei 1-stufigen Fans und „Booster"-Stufen die Beherrschung der Aerodynamik die größte Hürde darstellt, repräsentiert bei modernen HD-Verdichtern mit niedrigem Schlankheitsgrad der Beschaufelung bei hoher Umfangsgeschwindigkeit und damit extremer mechanischer Belastung die Beherrschung der mechanisch und aerodynamisch erregten Schaufelschwingungen mit der üblicherweise großen Zahl von Resonanzen zwischen den Schaufelreihen und den Drehzahl-Harmonischen höherer Ordnung eine zunehmend anspruchsvolle Disziplin. Die interaktive aerodynamische und mechanische Optimierung der Beschaufelung, kann bis heute – unter anderem wegen der unvollkommenen Modellierung der aerodynamischen Anregung durch Nachlaufdellen über mehrere Gitter hinweg – im Allgemeinen nicht ohne Korrekturen der Beschaufelung aufgrund experimenteller Ergebnisse beherrscht werden. Dies gilt umso mehr, als bei modernen Verdichtern mit gedrungenen Schaufeln – im Gegensatz zu älteren Verdichtern mit schlanken Schaufeln – auch Resonanzen höherer Ordnung sehr stark hervortreten können. Die hier bestehende Problematik wird in Abschnitt 9 behandelt.

Durch sogenannte Blisks (bl̲ades plus dis̲k̲) können die Festigkeitsprobleme im Bereich der Schaufelfüße/Scheiben beseitigt werden, während die Problematik der Schwingungsanregung davon unberührt bleibt. Dabei wird angenommen, dass auch bei eingesetzten Schaufeln praktisch keine mechanische Schwingungsdämpfung besteht.

Schließlich kann bei Verdichtern die Rotordynamik nur zusammen mit der zugehörigen Turbine und den Lagern etc. verbindlich analysiert werden. Diese Problematik wird – wenn auch auf das Grundsätzliche beschränkt – in Abschnitt 10.5 angesprochen.

Vor diesem sich weiter entwickelnden komplexen Hintergrund besteht dennoch das jeweils angestrebte Entwicklungsziel in jedem Falle darin, in weiterer Zukunft die aerodynamische und mechanische Auslegung soweit vervollkommnen zu können, dass Korrekturen aufgrund experimenteller Erprobung entfallen können, um damit Entwicklungskosten zu sparen und Durchlaufzeiten zu reduzieren.

2.3 Thermodynamische Grundlagen

Die thermodynamischen Beziehungen sind an sich unabhängig vom Prinzip der Verdichtung bzw. der Verdichterbauart. Sie gelten daher sowohl für die hier angesprochenen Turboverdichter als auch für Verdrängerverdichter. Zu den Letzteren

gehören u. a. Kolbenverdichter, Rootes-Verdichter, Zellenverdichter und Lysholm-Verdichter.

Des weiteren interessiert bei Flugtriebwerken – zumindest im stationären Betrieb – normalerweise nur die adiabatische Verdichtung, wobei fühlbare Wärme weder von außen zugeführt noch dahin abgeführt wird. Allerdings kommt bei zukünftigen rekuperativen Flugtriebwerken auch die Verdichtung mit Zwischenkühlung infrage, bei der dann die adiabate Verdichtung weiterhin auf die Verdichterpartien vor und nach der Zwischenkühlung zutrifft.

Im instationären Betrieb, d. h. bei Beschleunigung oder Verzögerung des Triebwerks, wird dagegen fühlbare Wärme zwischen Strömungskanal und Kanalwänden ausgetauscht, was aber im Rahmen der aero-/thermodynamischen Berechnung der Verdichter im stationären Betrieb nicht mit einbezogen wird.

Wenngleich bei Verdichtern für Turboflugtriebwerke nur die Verdichtung atmosphärischer Luft angesprochen ist, seien auch die in [8] angegebenen Stoffwerte anderer Gase und die in [17] angesprochenen Eigenschaften realer Gase erwähnt.

Beim 1. Hauptsatz der Thermodynamik in differenzieller Form

$$\mathrm{d}i = \frac{\mathrm{d}p}{\rho} + \mathrm{d}q = c_p \ \mathrm{d}T \tag{2.3.1}$$

stellt das Differential

$$\mathrm{d}q = c_v \cdot \mathrm{d}T \tag{2.3.2}$$

bei adiabater Verdichtung die fühlbare Wärme dar, die aufgrund der inneren Verluste, d. h. durch Reibung etc., in das Strömungsmedium gelangt.

Bei isentroper Strömung ist somit wegen $\mathrm{d}q = 0$ das Differenzial der Verdichtungsarbeit

$$\mathrm{d}H_{\mathrm{is}} = \mathrm{d}i = \frac{\mathrm{d}p}{\rho} \; . \tag{2.3.3}$$

Mit der allgemeinen Gasgleichung

$$\rho = \frac{p}{RT} \tag{2.3.4}$$

und dem bei isentroper Strömung gültigen Zusammenhang

$$p = \text{const.}\ \rho^{\kappa} \tag{2.3.5}$$

ergibt sich mit dem Isentropenexponenten

$$\kappa = \frac{c_p}{c_p - R} \; , \tag{2.3.6}$$

dem aus Gl. 2.3.4 und 2.3.5 abgeleiteten Zusammenhang

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{2.3.7}$$

und der Relativierung bei Integration zwischen den Drücken p_1 und p_2

$$\Pi_V = \frac{p_2}{p_1}$$

mit $\kappa = \text{const.}$ die isentrope spezifische Arbeit

$$H_{\text{is}} = RT_1 \int_1^2 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{-\frac{1}{\kappa}} \cdot \mathrm{d}\left(\frac{p}{p_1}\right) = RT_1 \frac{\kappa}{\kappa - 1}\left[\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right] , \tag{2.3.8}$$

die bei $\mathrm{d}q = 0$ im Einklang mit Gl. 2.3.1 und 2.3.7 den Formulierungen

$$H_{\text{is}} = c_P\left[T_{2,\text{is}} - T_1\right] \tag{2.3.9a}$$

$$\hat{=} c_p T_1 \left[\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right] \tag{2.3.9b}$$

entspricht.

Ebenso erhält man bei verlustbehafteter Verdichtung – weiterhin adiabat – aus Gl. 2.3.1 die spezifische Arbeit

$$H_{\text{eff}} = c_p(T_2 - T_1) \tag{2.3.10a}$$

$$\hat{=} c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) . \tag{2.3.10b}$$

Damit ergibt sich der isentrope Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{is}} = \frac{H_{\text{is}}}{H_{\text{eff}}} = \frac{T_{2,\text{is}} - T_1}{T_2 - T_1} \tag{2.3.11a}$$

$$\hat{=} \frac{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{T_2/T_1 - 1} . \tag{2.3.11b}$$

Bei mehrstufiger, verlustbehafteter Verdichtung erhöht sich die spezifische Arbeit pro Stufe nach Bild 2.3.1 aus zwei Gründen:

- Entsprechend den bei der Verdichtung in Stufe x entstehenden Verlusten, die in fühlbare Wärme bzw. eine Temperaturerhöhung umgesetzt werden, ist die Verdichtungsarbeit höher als bei isentroper Verdichtung.
- Aufgrund des höheren Temperaturanstiegs im Bereich der Vorverdichtung, d. h. in den Stufen $1 \ldots (x-1)$, steigt auch die spezifische Arbeit der Stufe x.

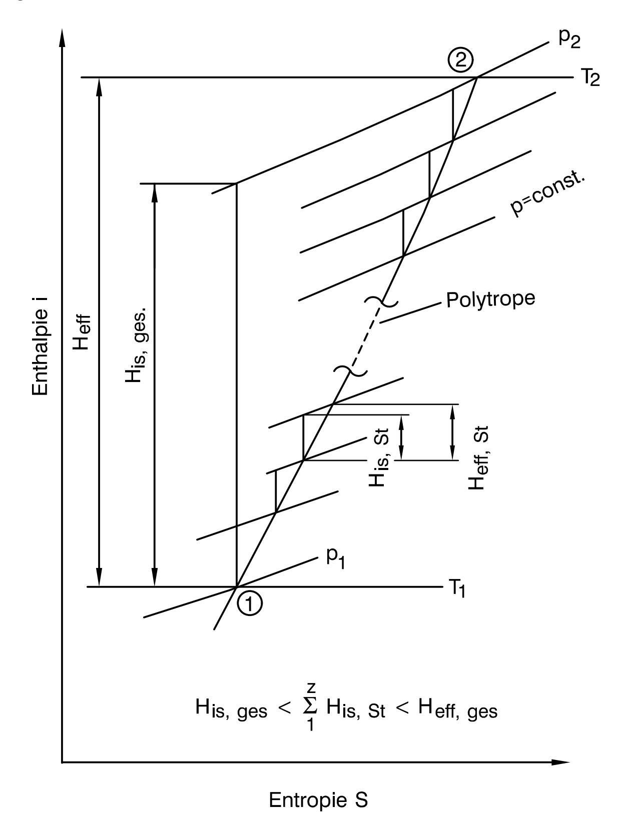
Addiert man die isentropen spezifischen Arbeiten aller Stufen, so ist bei gleichem resultierenden Druckverhältnis aller z-Stufen

$$H_{\text{eff,ges}} > \sum_1^z H_{\text{is,St}} > H_{\text{is}}(\Pi_V) .$$

Um die thermodynamische Qualität der Verdichtung in einer Stufe bei beliebiger Zahl von Stufen zu kennzeichnen, wird in Gl. 2.3.1 und 2.3.2 die aufgrund der Verluste entstehende Wärme

$$\mathrm{d}q = (1 - \eta_{\text{is,St}}) \cdot \mathrm{d}H_{\text{eff,St}} \tag{2.3.12}$$

Bild 2.3.1 Zusammenhang zwischen der spezifischen Arbeit pro Stufe und der gesamten Verdichtungsarbeit immehrstufigen Verdichter



gesetzt. Gleichzeitig ändert sich die Beziehung zwischen p und ρ bzw. T entsprechend der Polytropen

$$p = \text{const.}\,\rho^n\,, \tag{2.3.13}$$

die bei gleicher Druckerhöhung aufgrund der Verluste einen höheren Temperaturanstieg und damit Volumenzuwachs repräsentiert.

Analog Gl. 2.3.5 und 2.3.7 erhält man

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{T}{T_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} \tag{2.3.14}$$

und

$$\Pi_{\mathrm{St}} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{\mathrm{St}}^{\frac{n}{n-1}}\,. \tag{2.3.15}$$

Da weiterhin die isentrope spezifische Arbeit pro Stufe nach Gl. 2.3.9 und damit auch der isentrope Stufenwirkungsgrad nach Gl. 2.3.11 gilt, ergibt sich dieser bei polytroper Verdichtung unter Benützung von Gl. 2.3.14/15 entsprechend

$$\eta_{is,St} = \frac{\Pi_{St}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{(T_2/T_1)_{St} - 1} = \frac{(T_2/T_1)_{St}^{\frac{n}{n-1}\cdot\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{(T_2/T_1)_{St} - 1} \,. \tag{2.3.16}$$

Hieraus folgt beim Grenzübergang $\Pi_{St} \to 1$ durch Differenziation des Zählers und Nenners nach T_2/T_1 zunächst der Grenzwert

$$\lim \eta_{is,St,\Pi\to 1} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa} \,. \tag{2.3.17}$$

Nach Gl. 2.3.8 ist die isentrope spezifische Arbeit pro Stufe

$$(H_{eff} \cdot \eta_{is})_{St} = RT_1 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\Pi_{St}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]$$

und die polytrope spezifische Arbeit bei Verdichtung entlang der Polytrope mit dem Exponenten n, die zwar die Rückwirkung der Verluste auf p und T, nicht aber die Verluste selbst enthält, mit Benützung von Gl. 2.3.15

$$(H_{eff} \cdot \eta_{pol})_{St} = RT_1 \frac{n}{n-1} \left[\Pi_{St}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] . \tag{2.3.18}$$

Beim Grenzübergang $\Pi_{St} \to 1$ bzw. $\Pi_{St} \to 1 + \mathrm{d}p/p$ kann gezeigt werden, dass in diesem Falle

$$(H_{eff} \cdot \eta_{is})_{St} = (H_{eff} \cdot \eta_{pol})_{St} \to RT_1 \frac{\mathrm{d}p}{p} \tag{2.3.19}$$

und damit aus Gl. 2.3.17 der Grenzwert

$$\lim \eta_{is,St,\Pi\to 1} = \eta_{pol} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{\kappa - 1}{\kappa} \tag{2.3.20}$$

entsteht. Den formalen Zusammenhang zwischen η_{pol} und η_{is} bei beliebigem Druckverhältnis erhält man aus Gl. 2.16 mit Gl. 2.3.15 und Gl. 2.3.20 entsprechend

$$\frac{T_2}{T_1} = \Pi_V^{\frac{n-1}{n}} = \Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}\cdot\frac{1}{\eta_{pol}}} \tag{2.3.21}$$

$$\eta_{is} = \frac{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}\cdot\frac{1}{\eta_{pol}}} - 1} \,. \tag{2.3.22}$$

Dieser, für die Beurteilung von Verdichtern mit verschiedenen Druckverhältnissen entscheidende Zusammenhang ist auf Bild 2.3.2 für $\kappa = 1{,}4$ und $1{,}3$ dargestellt. Ferner ist der Vollständigkeit halber mit Bild 2.3.3 auch der Zusammenhang zwischen κ, η_{pol} und dem Polytropenexponenten n gegeben.

Bei **Verdichtern mit einfacher Zwischenkühlung**, die bei zukünftigen rekuperativen Turbofans/Mantelpropfans eine Rolle spielen können, kommt es darauf an,

- die gesamte spezifische Arbeit des Verdichters im heißen Kreis zu minimieren, um damit die spezifische Leistung des Kerntriebwerks zu maximieren,

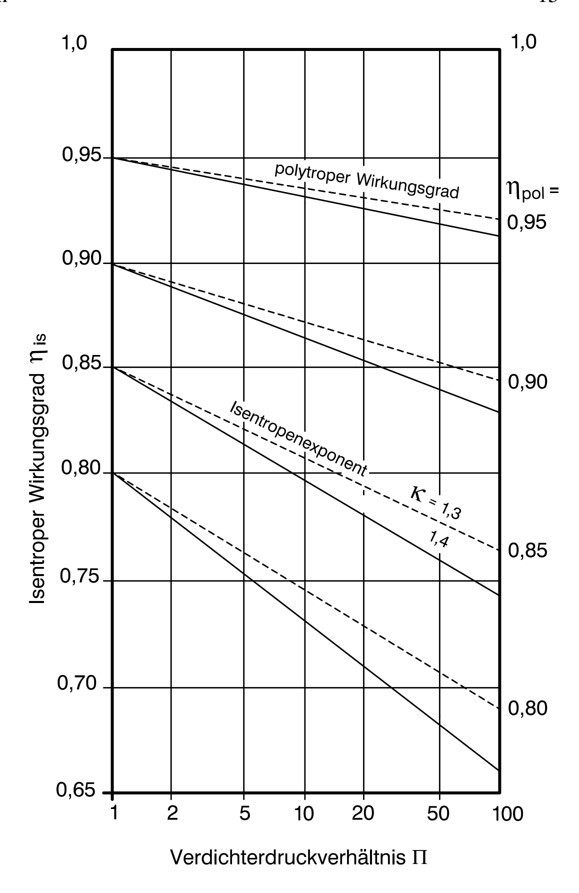


Bild 2.3.2 Zusammenhang zwischen isentropem und polytropem Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis und vom Isentropenexponenten

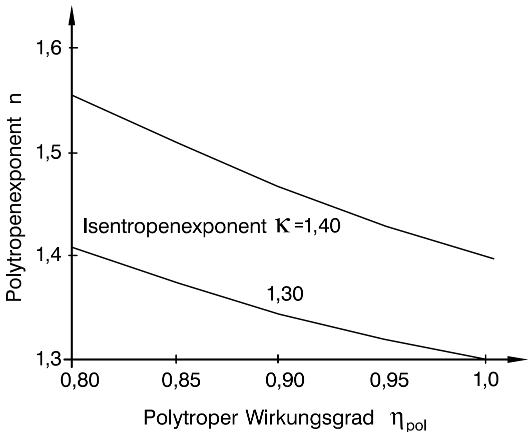


Bild 2.3.3 Zusammenhang zwischen polytropem Wirkungsgrad, Isentropenexponenten und Polytropenexponenten

- durch größtmögliche spezifische Leistung des Kerntriebwerks dessen Durchsatz bei gegebenem spezifischen Schub des Gesamttriebwerks möglichst niedrig zu halten, um damit zugleich den Bauaufwand für die Komponente Wärmetauscher mit allen Leitungen etc. zu minimieren.

Die Erfahrung zeigt, dass dieser Effekt gegenüber dem damit eingehandelten Mehraufwand für den Zwischenkühler und trotz der damit hinzunehmenden Komplizierung des Triebwerks sichtbar überwiegt.
- Darüber hinaus ist als Nebeneffekt mit der aus dem Verdichter entnommenen Wärme unter günstigen Umständen im 2. Kreis zusätzlicher Schub zu gewinnen.

Praktisch ist nur die „Außenkühlung“, d. h. die Zwischenkühlung mittels im Umfeld derVerdichter angeordneten Kühlelementen von Bedeutung. Überlegungen zu „innengekühlten“ Verdichtern bis hin zu (wünschenswerten) isothermen Verdichtern, die allerdings sehr weit von der Realisierbarkeit entfernt sind, werden in [8] angestellt.

Bei einer Anordnung des gekühlten Verdichters mit Zwischenkühler nach Bild 2.3.4 ergeben sich im einfachsten Fall, d. h. bei

- gleichem polytropen Wirkungsgrad im ND- und HD-Verdichter,
- konstantem Austauschgrad im Zwischenkühler

$$\eta_{\mathrm{ZK}} = \frac{T_2' - T_2''}{T_2' - T_{1,k}} \,, \tag{2.3.23}$$

- gleichem verdichterseitigen Druckverlust im Zwischenkühler

$$\left(\frac{\Delta p}{p}\right)_{\mathrm{ZK,V}} = \frac{p_2' - p_2''}{p_2'} \,, \tag{2.3.24}$$

- gleichen Eintrittstemperaturen $T_1 = T_{1,k}$ im ND-Verdichter und Zwischenkühler und
- gleichen Durchsätzen $M_V = M_{\mathrm{ZK}}$

die folgenden Zusammenhänge:

Beim Druckverhältnis Π_V im Kerntriebwerk und dem Druckverhältnis Π_{NDV} des ND-Verdichters ist das Druckverhältnis des HD-Verdichters

$$\Pi_{\mathrm{HDV}} = \frac{\Pi_V}{\Pi_{\mathrm{NDV}}\,[1 - (\Delta p/p)_{\mathrm{ZK,V}}]} \,, \tag{2.3.25}$$

so dass sich mit den isentropen Wirkungsgraden

$$\eta_{\mathrm{is,NDV}} = f(\eta_{\mathrm{pol}}\,,\, \Pi_{\mathrm{NDV}})$$
$$\eta_{\mathrm{is,HDV}} = f(\eta_{\mathrm{pol}}\,,\, \Pi_{\mathrm{HDV}})$$

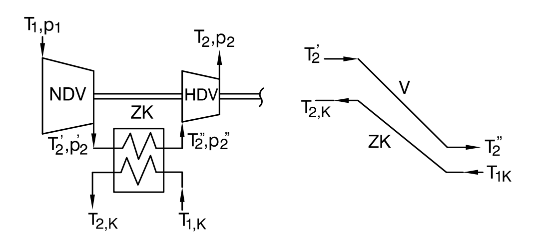


Bild 2.3.4 Thermodynamische Bedingungen am Verdichter mit Zwischenkühlung

die Temperaturerhöhung im ND-Verdichter

$$T_2' - T_1 = \frac{H_{\text{eff,NDV}}}{c_{\text{p,NDV}}} \tag{2.3.26}$$

ergibt.

Mit dem Austauschgrad des Zwischenkühlers ergibt sich damit die Eintrittstemperatur T_2'' in den HD-Verdichter nach Gl. 2.3.23 aus

$$T_2'' = T_2' - \eta_{\text{ZK}}(T_2' - T_1)\,, \tag{2.3.27}$$

so dass die spezifische Arbeit des HD-Verdichters

$$H_{\text{eff,HDV}} = \frac{T_2'' \cdot H_{\text{is,HDV}}}{\eta_{\text{is,HDV}}} \tag{2.3.28}$$

und damit zugleich die zu minimierende gesamte spezifische Arbeit des Verdichters

$$H_{\text{eff,V}} = H_{\text{eff,NDV}} + H_{\text{eff,HDV}} = f(\Pi_{\text{NDV}}/\Pi_V) \tag{2.3.29}$$

bestimmt werden kann. Damit ist für ein konkretes Beispiel mit

$$\Pi_V = 30\,; \quad (\Delta p/p)_{\text{ZK,V}} = 4\%\,; \quad \eta_{\text{pol}} = 90\%\,, \quad \eta_{\text{ZK,V}} = 70\%$$

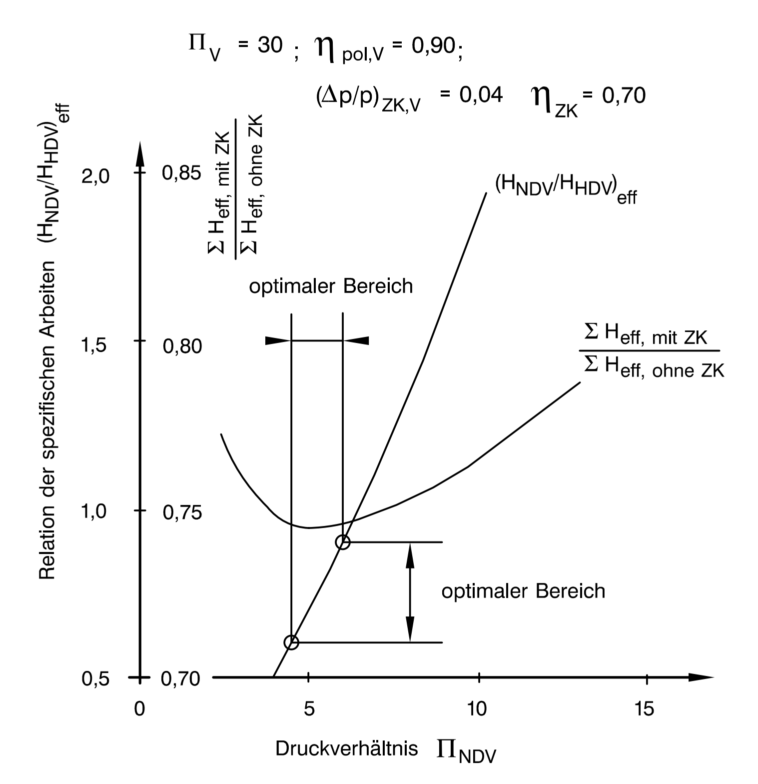


Bild 2.3.5 Optimierung der Aufteilung der spezifischen Arbeit auf NDV und HDV bei Verdichtung mit Zwischenkühlung